

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-051125

(43)Date of publication of application : 23.02.1999

(51)Int.Cl.

F16H 3/083

(21)Application number : 09-209497

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

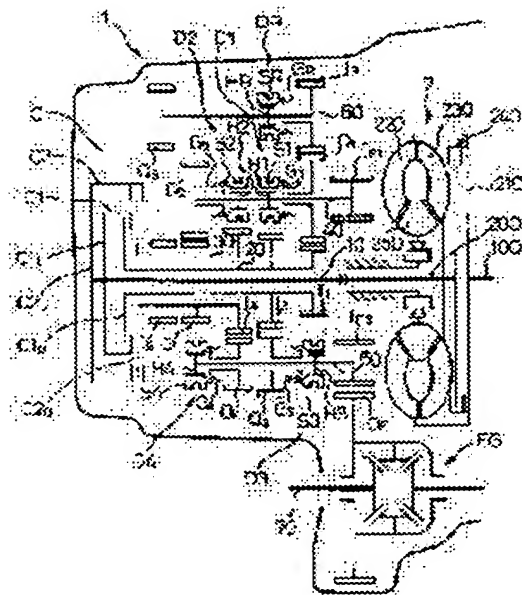
(22)Date of filing : 04.08.1997

(72)Inventor : HONDA ATSUSHI

## (54) TWIN-CLUTCH TYPE TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a twin-clutch type transmission having a shortened size in the axial direction without occurrence of functional problems.  
**SOLUTION:** A power shaft is divided into two shafts, namely a first output shaft 40 and a second output shaft 50. The first output shaft 40 is equipped with a first-speed driven gear O1 and a first synchronous device D1 for a first-speed step, and also a second-speed driven gear O2 and a second synchronous device D2 for a second-speed step, and is engaged with a final driven gear OF through a first final drive gear IF1. The second output shaft 50 is equipped with a third-speed driven gear O3 and a third synchronous device D3 for a third-speed step, and also a fourth-speed driven gear O4 and a fourth synchronous device D4, and is engaged with a final driven gear OF through a second final drive gear IF2.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 16.05.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 30.11.2004

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-51125

(43)公開日 平成11年(1999)2月23日

(51) Int.Cl.<sup>8</sup>  
F 1 6 H 3/083

識別記号

F I  
F 1 6 H 3/083

審査請求 未請求 請求項の数8 OL (全 12 頁)

(21)出願番号 特願平9-209497

(22)出願日 平成9年(1997)8月4日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 本多 敦

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

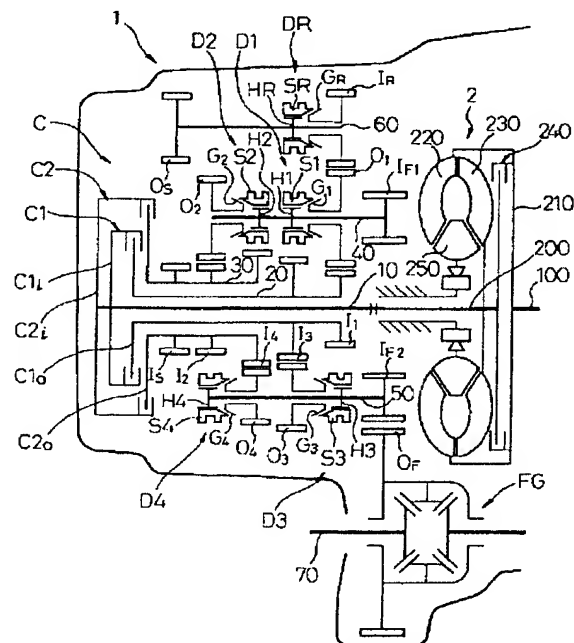
(74)代理人 弁理士 石田 敬 (外3名)

(54)【発明の名称】 ツインクラッチ式変速機

(57) 【要約】

【課題】 機能上の問題を発生することなく軸方向の寸法を短縮したツインクラッチ式変速機を提供すること。

【解決手段】 出力軸は第1出力軸40と第2出力軸50の2本にわけられ、第1出力軸40には第1速度段用の第1速ドリブンギヤO<sub>1</sub>と第1同期装置D1、および第2速度段用の第2速ドリブンギヤO<sub>2</sub>と第2同期装置D2が配設されており、第1ファイナルドライブギヤI<sub>F1</sub>を介してファイナルドリブンギヤO<sub>F</sub>に係合されている。第2出力軸50には第3速度段用の第3速ドリブンギヤO<sub>3</sub>と第3同期装置D3、および第4速ドリブンギヤO<sub>4</sub>と第4同期装置D4が配設されており、第2ファイナルドライブギヤI<sub>F2</sub>を介してファイナルドリブンギヤO<sub>F</sub>に係合されている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 駆動源の出力軸に連結される入力軸と、入力軸に平行に配置され、第 1 クラッチを介して選択的に結合される第 1 クラッチ出力軸と、

第 1 クラッチ出力軸に同軸的に配置され、入力軸に第 2 クラッチを介して選択的に結合される第 2 クラッチ出力軸と、

入力軸に平行に配置された、第 1 出力軸および第 2 出力軸とを具備し、

第 1 クラッチ出力軸に第 1 速度段と第 3 速度段のドライブギヤが結合され、

第 2 クラッチ出力軸に第 2 速度段と第 4 速度段のドライブギヤが結合され、

第 1 出力軸に第 1 速度段と第 3 速度段のドライブギヤに啮合する第 1 速度段と第 3 速度段のドリブンギヤが配置され、それぞれ第 1 同期装置、第 3 同期装置によって選択的に第 1 出力軸に連結され、

第 2 出力軸に第 2 速度段と第 4 速度段のドライブギヤに啮合する第 2 速度段と第 4 速度段のドリブンギヤが配置され、それぞれ第 2 同期装置、第 4 同期装置によって選択的に第 2 出力軸に連結される、

ようにされていることを特徴とするツインクラッチ式変速機。

【請求項 2】 入力軸と第 1 出力軸との軸間距離  $L_1$  が、入力軸と第 2 出力軸との軸間距離  $L_2$  に対して、 $L_1 > L_2$  となるようにされていることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 3】 入力軸と第 1 出力軸との軸間距離  $L_1$  と、入力軸と第 2 出力軸との軸間距離  $L_2$  が、 $L_1 = L_2$  となるようにされていることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 4】 第 1 出力軸に第 1 ファイナルドライブギヤが結合され、第 2 出力軸に第 2 ファイナルドライブギヤが結合され、第 1 ファイナルドライブギヤと第 2 ファイナルドライブギヤは同じファイナルドリブンギヤに啮合せしめられていて、

第 1 ファイナルドライブギヤと第 2 ファイナルドライブギヤの径が同一にされていることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 5】 第 1 出力軸に第 1 ファイナルドライブギヤが結合され、第 2 出力軸に第 2 ファイナルドライブギヤが結合され、第 1 ファイナルドライブギヤと第 2 ファイナルドライブギヤは同じファイナルドリブンギヤに啮合せしめられていて、

第 1 ファイナルドライブギヤの径が第 2 ファイナルドライブギヤの径と異なる様にされている、

ことを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 6】 第 1 速度段のドライブギヤが第 3 速度段のドライブギヤを兼ね、第 2 速度段のドライブギヤが第

4 速度段のドライブギヤを兼ねていることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 7】 後進段を達成するための副軸を有し、副軸を駆動するためギヤ列が、前進段用のギヤ列が配置されている軸方向の幅の内側に配設されていることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

【請求項 8】 後進段を達成するための副軸を有し、副軸が前進段用のドライブギヤにより駆動されることを特徴とする請求項 1 に記載のツインクラッチ式変速機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はいわゆるツインクラッチ式変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】駆動源の出力軸に連結される入力軸と、入力軸に平行に配置され、第 1 クラッチを介して選択的に結合される第 1 クラッチ出力軸と、第 1 クラッチ出力軸に同軸的に配置され、入力軸に第 2 クラッチを介して選択的に結合される第 2 クラッチ出力軸と、入力軸に平行に配置された出力軸を有し、第 1 クラッチ出力軸および、第 2 クラッチ出力軸に各速度段用のドライブギヤを配置し、これと啮合するドリブンギヤを出力軸に配置して、ドライブギヤあるいは、ドリブンギヤを同期装置によって、軸に選択的に係合せしめるとともに、第 1 クラッチ、あるいは、第 2 クラッチを係合して各速度段を得るようにしたいわゆるツインクラッチ式変速機が公知であり、例えば、特開平 8-93861 号公報に開示されたものがある。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上記公報の装置では、出力軸上に 4 つのドリブンギヤと 2 つの同期装置が配設されており、軸方向の寸法が長いという問題がある。そこで、カウンタ軸を配設して、軸方向の寸法を縮小したものも開示されている（特開昭 61-274148 号公報、特開昭 61-274149 号公報参照）ところが、これらの装置においては、後進段の達成にアイドルギヤ選択摺動方式を採用しており、後進段シフト時のギヤ鳴り、シフトロックという問題があり、また、ある前進速度段ではギヤの啮み合い回数が 3 回となり、伝達効率の悪化、および、ギヤノイズの増大という機能上の問題がある。

【0004】本発明は上記問題に鑑み、機能上の問題を発生することなく軸方向の寸法を短縮したツインクラッチ式変速機を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】請求項 1 の発明によれば、駆動源の出力軸に連結される入力軸と、入力軸に平行に配置され、第 1 クラッチを介して選択的に結合される第 1 クラッチ出力軸と、第 1 クラッチ出力軸に同軸的に配置され、入力軸に第 2 クラッチを介して選択的に結

合される第2クラッチ出力軸と、入力軸に平行に配置された、第1出力軸および第2出力軸とを具備し、第1クラッチ出力軸に第1速度段と第3速度段のドライブギヤが結合され、第2クラッチ出力軸に第2速度段と第4速度段のドライブギヤが結合され、第1出力軸に第1速度段と第3速度段のドライブギヤに噛合する第1速度段と第3速度段のドリブンギヤが配置され、それぞれ第1同期装置、第3同期装置によって選択的に第1出力軸に連結され、第2出力軸に第2速度段と第4速度段のドライブギヤに噛合する第2速度段と第4速度段のドリブンギヤが配置され、それぞれ第2同期装置、第4同期装置によって選択的に第2出力軸に連結されているツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成された、ツインクラッチ式変速機では、第1速度段と第3速度段のドリブンギヤと同期装置は第1出力軸に配設され、第2速度段と第4速度段のドリブンギヤと同期装置は第2出力軸に配設され、第1の出力軸と第2の出力軸は直列ではなく並列に配置されていて軸方向の長さが短い。

【0006】請求項2の発明によれば、請求項1の発明において、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ が、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ に対して、 $L_1 > L_2$ となるようにされたツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成された、ツインクラッチ式変速機では、軸方向の長さが短いのに加え、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ が、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ に対して大きくされ、第1速度段と第2速度段のギヤ比を第3速度段と第4速度段のギヤ比に対して大きくとることができギヤ比選択の自由度が大きい。

【0007】請求項3の発明によれば、請求項1の発明において、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ と、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ が、 $L_1 = L_2$ となるようにされていることを特徴とする請求項1に記載のツインクラッチ式変速機。この様に構成された、ツインクラッチ式変速機では、軸方向の長さが短いのに加え、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ が、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ と等しくされることにより軸に直角な方向の寸法も小さくすることができる。

【0008】請求項4の発明によれば、請求項1の発明において、第1出力軸に第1ファイナルドライブギヤが結合され、第2出力軸に第2ファイナルドライブギヤが結合され、第1ファイナルドライブギヤと第2ファイナルドライブギヤは同じファイナルドリブンギヤに噛合せしめられていて、第1ファイナルドライブギヤと第2ファイナルドライブギヤの径が同一にされているツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成された、ツインクラッチ式変速機では、軸方向の長さが短いのに加え、第1出力軸をファイナルドリブンギヤに噛合せしめる第1ファイナルドライブギヤと第2出力軸をファイナルドリブンギヤに噛合せしめる第2ファイナルドライブギヤの径が同一とされ、同じファイナルドライブギヤが

利用される。

【0009】請求項5の発明によれば、請求項1の発明において、第1出力軸に第1ファイナルドライブギヤが結合され、第2出力軸に第2ファイナルドライブギヤが結合され、第1ファイナルドライブギヤと第2ファイナルドライブギヤは同じファイナルドリブンギヤに噛合せしめられていて、第1ファイナルドライブギヤの径が第2ファイナルドライブギヤの径と異なる様にされているツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成された、ツインクラッチ式変速機では、軸方向の長さが短いのに加え、第1出力軸をファイナルドリブンギヤに噛合せしめる第1ファイナルドライブギヤの径が第2出力軸をファイナルドリブンギヤに噛合せしめる第2ファイナルドライブギヤの径と異なるようにされており、大きな自由度でギヤ比の選択がされる。

【0010】請求項6の発明によれば、請求項1の発明において、第1速度段のドライブギヤが第3速度段のドライブギヤを兼ね、第2速度段のドライブギヤが第4速度段のドライブギヤを兼ねているツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成されたツインクラッチ式変速機では第1クラッチ出力軸と第2クラッチ出力軸に配設される前進速度段用のドライブギヤはそれぞれ1個のみとされる。

【0011】請求項7の発明によれば、請求項1の発明において、後進段のドライブギヤを駆動するための副軸を有し、副軸を駆動するためギヤ列が、前進段用のギヤ列が配置されている軸方向の幅の内側に配設されているツインクラッチ式変速機が提供される。この様に構成されたツインクラッチ式変速機では軸方向の幅を増大することなく副軸を駆動するギヤ比を自由度高く選択することができる。

【0012】請求項8の発明によれば、請求項1の発明において、後進段のドライブギヤを駆動するための副軸を有し、副軸が前進段用のドライブギヤにより駆動されることを特徴とする請求項1に記載のツインクラッチ式変速機。この様に構成されたツインクラッチ式変速機では副軸駆動専用のドライブギヤを要することなく副軸が駆動される。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、添付図面を用いて本発明の実施の形態を説明する。図1は、本発明が適用されたトルクコンバータ付きツインクラッチ式4段自動変速機の第1の実施の形態の構造を模式的に示した図である。図1において、1はツインクラッチ式4段自動変速機の全体を示している、2はロックアップ機構付きのトルクコンバータである。

【0014】エンジン（図示されない）の出力軸100がトルクコンバータ2のフロントカバー210に連結され、フロントカバー210は流体流を介して連結されるポンプインペラ220とタービン230を介して、ある

いは、ロックアップクラッチ 240 を介してトルクコンバータ出力軸 200 に連結され、トルクコンバータ 240 の出力軸はツインクラッチ式自動変速機 1 の入力軸 10 に一体回転可能に連結されている。

【0015】入力軸 10 には、クラッチ C を構成する第 1 クラッチ C1 の第 1 クラッチ入力ディスク C1、第 2 クラッチ C2 の第 2 クラッチ入力ディスク C2、が連結されている。そして、第 1 クラッチ C1 の第 1 クラッチ出力ディスク C1、第 2 クラッチ C2 の第 2 クラッチ出力ディスク C2、に、それぞれ、第 1 クラッチ出力軸 20、第 2 クラッチ出力軸 30 が、入力軸 10 の外側に同軸的に連結されている。そして、第 1 出力軸 40、第 2 出力軸 50 と副軸 60 がこれらの軸に平行に配設されている。また差動装置 F G の出力軸 70 も入力軸 10 に平行に配置されている。

【0016】第 1 クラッチ出力軸 20 には、トルコン 2 の側から、第 1 速ドライブギヤ  $I_1$ 、第 3 速ドライブギヤ  $I_3$  が固定的に結合されている。また、第 2 クラッチ出力軸 30 には、トルコン 2 の側から、第 2 速ドライブギヤ  $I_2$ 、第 4 速ドライブギヤ  $I_4$ 、副軸ドライブギヤ  $I$  が固定的に結合されている。

【0017】第 1 出力軸 40 には、トルコン 2 の側からクラッチ C の側に向かって、第 1 ファイナルドライブギヤ  $I_{F1}$ 、第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$ 、第 1 同期装置 D1、第 2 同期装置 D1、第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  が配設されている。第 1 ファイナルドライブギヤ  $I_{F1}$  は第 1 出力軸 40 に固定されていて差動装置 F G の入力ギヤとして作用するファイナルドリブンギヤ  $O_F$  に常時噛合している。第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  は第 1 速ドライブギヤ  $I_1$  に常時噛合し、第 1 同期装置 D1 により第 1 出力軸 40 に選択的に結合される。第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  は第 2 速ドライブギヤ  $I_2$  に常時噛合し、第 2 同期装置 D2 により第 1 出力軸 40 に選択的に結合される。

【0018】第 1 同期装置 D1 は第 1 出力軸 40 に固定的に連結された第 1 ハブ H1 と、その外周端部に軸方向摺動自在に取り付けられた第 1 スリーブ S1 から成り、この第 1 スリーブ S1 を、選択的に移動し第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  に固定結合されている第 1 速クラッチギヤ  $G_1$  に係合させることによって第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  を第 1 出力軸 40 に連結せしめる。同様に、第 2 同期装置 D2 は第 1 出力軸 40 に固定的に連結された第 2 ハブ H2 と、その外周端部に軸方向摺動自在に取り付けられた第 2 スリーブ S2 から成り、この第 2 スリーブ S2 を、選択的に移動し第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  に固定結合されている第 2 速クラッチギヤ  $G_2$  に係合させることによって第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  を第 1 出力軸 40 に連結せしめる。

【0019】第 2 出力軸 50 には、トルコン 2 の側からクラッチ C の側に向かって、第 2 ファイナルドライブギヤ  $I_{F2}$ 、第 1 同期装置 D1、第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$ 、

第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$ 、第 4 同期装置 D4 が配設されている。第 2 ファイナルドライブギヤ  $I_{F2}$  は第 1 出力軸 50 に固定されていて差動装置 F G の入力ギヤとして作用するファイナルドリブンギヤ  $O_F$  に常時噛合している。第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  は第 3 速ドライブギヤ  $I_3$  に常時噛合し、第 3 同期装置 D3 により第 2 出力軸 50 に選択的に結合される。第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  は第 4 速ドライブギヤ  $I_4$  に常時噛合し、第 4 同期装置 D4 により第 1 出力軸 50 に選択的に結合される。

【0020】第 3 同期装置 D3 は第 2 出力軸 50 に固定的に連結された第 3 ハブ H3 と、その外周端部に軸方向摺動自在に取り付けられた第 3 スリーブ S3 から成り、この第 3 スリーブ S3 を、選択的に移動し第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  に固定結合されている第 3 速クラッチギヤ  $G_3$  に係合させることによって第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  を第 2 出力軸 50 に連結せしめる。同様に、第 4 同期装置 D4 は第 2 出力軸 50 に固定的に連結された第 4 ハブ H4 と、その外周端部に軸方向摺動自在に取り付けられた第 4 スリーブ S4 から成り、この第 4 スリーブ S4 を、選択的に移動し第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  に固定結合されている第 4 速クラッチギヤ  $G_4$  に係合させることによって第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  を第 2 出力軸 50 に連結せしめる。

【0021】副軸 60 には、クラッチ C の側からトルコン 2 の側に向かって、副軸ドライブギヤ  $O_5$ 、後進同期装置 DR、後進ドライブギヤ  $I_R$  が配設されている。副軸ドライブギヤ  $O_5$  は副軸 60 に固定されていて副軸ドライブギヤ  $I_1$  と常時噛合している。後進ドライブギヤ  $I_R$  は第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  に常時噛合し、後進同期装置 DR により副軸 60 と選択的に結合される。後進同期装置 DR は副軸 60 に固定的に連結された後進ハブ H R と、その外周端部に軸方向摺動自在に取り付けられた後進スリーブ S R から成り、この後進スリーブ S R を、選択的に移動し後進ドライブギヤ  $I_R$  に固定結合されている後進クラッチギヤ  $G_R$  に係合させることによって後進ドライブギヤ  $I_R$  を副軸 60 に連結せしめる。

【0022】図 2 は第 1 の実施の形態の変形例であって、後進ドライブギヤ  $I_R$  は直接第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  に噛合するのではなく、アイドルギヤ  $M_R$  とアイドルギヤ  $M_R$  が噛合している第 1 速ドライブギヤ  $I_1$  を介して第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  に噛合している。その他の構成は第 1 の実施の形態と同じである。

【0023】図 3 と図 4 は、それぞれ、第 1 の実施の形態と、その変形例の構成を軸方向から見た図である。但し、図が繁雑になるのを防ぐために、第 2 速ドライブギヤ  $I_2$ 、第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$ 、第 3 速ドライブギヤ  $I_3$ 、第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  は示されていない。図示されるように、上述の、第 1 の実施の形態と、その変形例においては、入力軸 10 の軸心 (= 第 1 クラッチ出力軸 20 の軸心 = 第 2 クラッチ出力軸 30 の軸心) と第 1

出力軸 40 の軸心の距離  $L1$  と、入力軸 10 の軸心と第 2 出力軸 50 の軸心の距離  $L2$  とは等しくされている。

【0024】図 5 は、第 1 の実施の形態および、その変形例において、各速度段における第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、第 1 スリーブ S1、第 2 スリーブ S2、第 3 スリーブ S3、第 4 スリーブ S4、後進スリーブ SR の係合組合せと、動力伝達経路を示している。

【0025】一方、出力軸が 45 でしめされる 1 本だけとされ、その上に全てのドリブンギヤが配置された従来技術のツインクラッチ式変速機の構造が図 21 に示されている。図 21 において、副軸ドライブギヤ  $I_1$  と、ファイナルドライブギヤ  $I_f$  は、図 1 の場合と同様の位置に、それぞれ独立のギヤとして配設されている。図 1 と図 21 を比べると、第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  の歯幅による増加分と同期装置 DI が図 1 の D3 に比べて略片側分増加している分による増加  $X1$  と、第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  の歯幅による増加分と同期装置 DII が図 1 の D3 に比べて略片側分増加している分による増加  $X2$  を加算したもの、すなわち、 $X1 + X2$  の分だけ図 1 の第 1 の実施の形態は軸方向の長さが短縮されている。また、前進速度段でギヤが 3 回噛み合わされるものもなく伝達効率の悪く、ギヤノイズが大きくなる速度段もない。

【0026】図 6 は第 2 の実施の形態の構造を示す図であって、第 1 の実施の形態に比べると第 2 速ドライブギヤ  $I_2$  が副軸ドライブギヤ  $I_1$  を兼ねているところが異なる。その他の部分の構造は第 1 の実施の形態に同じである。その結果、第 1 の実施の形態に比べると、副軸ドライブギヤ  $I_1$  の歯の幅の分だけ軸方向の長さを短縮することができ、また、副軸ドライブギヤ  $I_1$  が不要で軽量化され、またコストが安くなるという利点がある。

【0027】図 7 は第 2 の実施の形態の変形例であって、第 1 の実施の形態の変形例と同様に、後進段用にアイドルギヤ  $M_k$  を配設したものであって、その他は第 2 の実施の形態とかわらない。図 8 は、第 2 の実施の形態および、その変形例において、各速度段における第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、第 1 スリーブ S1、第 2 スリーブ S2、第 3 スリーブ S3、第 4 スリーブ S4、後進スリーブ SR の係合組合せと、動力伝達経路を示している。

【0028】図 9 は第 3 の実施の形態の構造を示す図であって、第 1 および第 2 の実施の形態に対して、第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  と第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  が共通の第 1・3 速ドライブギヤ  $I_{1,3}$  により駆動され、第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  と第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  が共通の第 2・4 速ドライブギヤ  $I_{2,4}$  により駆動される点が大きく異なる。したがって、ドライブギヤが 2 つですみ、大巾な軽量化、とコスト低減を実現することができる。

【0029】そして、入力軸 10 の軸心 (= 第 1 クラッチ出力軸 20 の軸心 = 第 2 クラッチ出力軸 30 の軸心) と第 1 出力軸 40 の軸心の距離  $L1$  と、入力軸 10 の軸

心と第 2 出力軸 50 の軸心の距離  $L2$  を下記の式を満足するようにして、各速度段を得るようにされている。

$$L1 > L2$$

$$L1 = RI_{1,3} + RO_1 = RI_{2,4} + RO_2$$

$$L2 = RI_{1,3} + RO_3 = RI_{2,4} + RO_4$$

$$RO_1 > RO_2 > RO_3 > RO_4$$

【0030】ここで、

$RI_{1,3}$  : 第 1・3 速ドライブギヤ  $I_{1,3}$  の半径

$RI_{2,4}$  : 第 2・4 速ドライブギヤ  $I_{2,4}$  の半径

$RO_1$  : 第 1 速ドリブンギヤ  $O_1$  の半径

$RO_2$  : 第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  の半径

$RO_3$  : 第 3 速ドリブンギヤ  $O_3$  の半径

$RO_4$  : 第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  の半径

【0031】図 10 は第 3 の実施の形態の変形例であって、第 1 の実施の形態の変形例と同様に、後進段用にアイドルギヤ  $M_k$  を配設したものであって、その他は第 3 の実施の形態とかわらない。図 11 と図 12 は、それぞれ、第 1 の実施の形態と、その変形例の構成を軸方向から見た図である。但し、但し、図が繁雑になるのを防ぐために、第 2 速ドリブンギヤ  $O_2$  と第 4 速ドリブンギヤ  $O_4$  は示されていない。図 13 は、第 3 の実施の形態および、その変形例において、各速度段における第 1 クラッチ C1、第 2 クラッチ C2、第 1 スリーブ S1、第 2 スリーブ S2、第 3 スリーブ S3、第 4 スリーブ S4、後進スリーブ SR の係合組合せと、動力伝達経路を示している。

【0032】図 14 は第 4 の実施の形態の構造を示す図であって、第 3 の実施の形態においては副軸ドライブギヤ  $I_1$  が第 2・4 速ドライブギヤ  $I_{2,4}$  のクラッチ C 側に配設されているのに対して、第 2・4 速ドライブギヤ  $I_{2,4}$  のトルコン 2 側の第 1・3 速ドライブギヤ  $I_{1,3}$  との間に配設されている所が異なる。その他の部分の構造は第 1 の実施の形態に同じである。その結果、第 3 の実施の形態に比べると、第 4 の実施の形態と同様に、副軸ドライブギヤ  $I_1$  の歯の幅の分だけ軸方向の長さを短縮することができるという利点がある。図 15 は第 4 の実施の形態の変形例であって、第 1 の実施の形態の変形例と同様に、後進段用にアイドルギヤ  $M_k$  を配設したものであって、その他は第 4 の実施の形態とかわらない。各クラッチと各スリーブの係合組合せと、動力伝達経路は第 3 の実施の形態の場合と同じであるので省略する。

【0033】図 16 は第 5 の実施の形態の構造を示す図であって、第 4 の実施の形態に比べると第 2・4 速ドライブギヤ  $I_{2,4}$  が副軸ドライブギヤ  $I_1$  を兼ねている。その結果、第 3 の実施の形態に比べると、第 4 の実施の形態と同様に、副軸ドライブギヤ  $I_1$  の歯の幅の分だけ軸方向の長さを短縮することができ、また、副軸ドライブギヤ  $I_1$  が不要になるという利点がある。また、第 3、第 4 の実施の形態においては、第 1 ファイナルドライブギヤ  $I_{f,1}$  と第 2 ファイナルドライブギヤ  $I_{f,2}$  の径は同一

とされていたが、この第5の実施の形態においては、第1ファイナルドライブギヤ $1_{F1}$ の径は、第2ファイナルドライブギヤ $1_{F2}$ の径よりも小さくされていて、第1速度段と第2速度段のギヤ比と第3速度段と第4速度段のギヤ比の差が大きくなるようにされている。すなわちギヤ比の選択の自由度が増している。その他の部分の構造は第3の実施の形態に同じである。

【0034】図17は第5の実施の形態の変形例であって、第1の実施の形態の変形例と同様に、後進段用にアイドルギヤ $M_4$ を配設したものであって、その他は第5の実施の形態とかわらない。図18と図19は、それぞれ、第1の実施の形態と、その変形例の構成を軸方向から見た図である。但し、図が繁雑になるのを防ぐために、第2速ドリブンギヤ $O_2$ と第4速ドリブンギヤ $O_4$ は示されていない。図20は、第5の実施の形態および、その変形例において、各速度段における第1クラッチ $C_1$ 、第2クラッチ $C_2$ 、第1スリーブ $S_1$ 、第2スリーブ $S_2$ 、第3スリーブ $S_3$ 、第4スリーブ $S_4$ 、後進スリーブ $S_R$ の係合組合せと、動力伝達経路を示している。なお、図21は1本の出力軸45のみを有する従来技術のツインクラッチ式変速機の構造を示す図である。

【0035】なお、各実施の形態において、各速度段の間の変速は、変速後の次速度段の伝達経路の完成に必要なスリーブを移動して係合し、次に、変速前に使用されているクラッチを解放しながら、変速後に使用されるクラッチを係合していき、変速前の速度段の伝達経路を完成しているスリーブを移動して解放することによりおこなわれる。例えば、第1の実施の形態において、第2速度段から第3速度段へ変速する時は、第3スリーブ $S_3$ を第3速クラッチギヤ $G_3$ と係合するように移動せしめ、第2クラッチ $C_2$ を解放させながら、第1クラッチ $C_1$ を係合し、そして、第2スリーブ $S_2$ を第2速クラッチギヤ $G_2$ との係合から解放されるように移動せしめる。

【0036】第1クラッチ $C_1$ と第2クラッチ $C_2$ の係合、解放の制御は、本発明のポイントとは関係がないので、特に図示はしないが、それぞれ、第1クラッチ入力ディスク $C_1$ 、第2クラッチ入力ディスク $C_2$ に連結された第1クラッチ・クラッチプレート（図示しない）、第2クラッチ・クラッチプレート（図示しない）を、油圧によって駆動される第1クラッチピストン（図示しない）、第2クラッチピストン（図示しない）によって、第1クラッチ出力ディスク $C_1$ 、第2クラッチ出力ディスク $C_2$ に連結された第1クラッチ・クラッチプレート（図示しない）、第2クラッチ・クラッチプレート（図示しない）に摩擦係合せしめることによりおこなわれる。そして、前記ピストンの駆動は、図1における油圧供給源 $OP$ から供給された作動油をピストン油室（図示しない）に給排制御することによりおこなわ

れる。

【0037】また、各スリーブの移動は、スリーブアクチュエータ（図示しない）によりおこなわれる。各スリーブアクチュエータの構造はシフトフォーク（図示しない）が連結されたピストン（図示しない）を所望の方向に移動せしめるものであって、油圧供給源から供給された作動油をピストンの両側に形成されているピストン油室（図示しない）に給排制御することによりおこなわれ。

10 【0038】また、ロックアップクラッチ23の係合、解放の制御は、公知のように、フロントカバー210とロックアップクラッチ240の間からポンプ220とステータ250の間に向けて作動油を流すか、逆に、ポンプ220とステータ250の間からフロントカバー210とロックアップクラッチ240の間へ向けて作動油を流すかによりおこなわれる（図1参照）。そのためのロックアップ油圧制御弁（図示しない）が設けられている。

【0039】

20 【発明の効果】各請求項の発明では、ツインクラッチ式変速機において、伝達効率の低下や、ギヤノイズの増大等の機能上の問題を招くことなく変速機構部の長さを短縮することができ、変速機全体の長さを短縮することができ車両への搭載性が向上する。また、出力軸および入力軸の軸方向の長さが短縮できることにより曲げモーメントが低減され、ギヤのアライメントが向上し、ギヤノイズを低減できる。特に、請求項2の発明では、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ が、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ に対して大きくされ、第1速度段と第2速度段のギヤ比を第3速度段と第4速度段のギヤ比に対して大きくとることができギヤ比選択の自由度が大きく、適切なギヤ比の設定がしやすい。特に、請求項3の発明では、入力軸と第1出力軸との軸間距離 $L_1$ が、入力軸と第2出力軸との軸間距離 $L_2$ と同じにされ、軸に直角な方向の寸法もコンパクトにでき、変速機全体を小型化できる。特に、請求項4の発明では、第1出力軸をファイナルドリブンギヤに啮合せしめる第1ファイナルドライブギヤと第2出力軸をファイナルドリブンギヤに啮合せしめる第2ファイナルドライブギヤの径が同一とされ、同じファイナルドライブギヤを利用することができるので、加工設備を少なくすることができる。特に、請求項4の発明では、第1出力軸をファイナルドリブンギヤに啮合せしめる第1ファイナルドライブギヤの径が第2出力軸をファイナルドリブンギヤに啮合せしめる第2ファイナルドライブギヤの径と異なるようにされており、ギヤ比選択の自由度が大きく、適切なギヤ比の設定がしやすい。特に、請求項6の発明では、第1速度段用のドライブギヤと第3速度段用のドライブギヤを共用し、第2速度段用のドライブギヤと第4速度段用のドライブギヤを共用したことにより、軽量化され、原料コス



トを安くでき、また、ドライブギヤが少ないことから慣性モーメントが小さくなり、すべての同期装置のトルク容量を小さくでき、同期装置も小型、軽量化できる。特に、請求項 7、8 の発明では、副軸による軸方向の寸法の増加を防ぐことができ出力軸を 2 本にしたことによる軸方向長さの低減の効果を最大限に利用できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】第 1 の実施の形態の構成を示す図である。

【図 2】第 1 の実施の形態の変形例の構成を示す図である。

【図 3】第 1 の実施の形態における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 4】第 1 の実施の形態の変形例における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 5】第 1 の実施の形態、およびその変形例における各速度段を得るための各クラッチと各スリーブの係合の組合せと、各速度段における動力の伝達経路を示す図である。

【図 6】第 2 の実施の形態の構成を示す図である。

【図 7】第 2 の実施の形態の変形例の構成を示す図である。

【図 8】第 2 の実施の形態、およびその変形例における各速度段を得るための各クラッチと各スリーブの係合の組合せと、各速度段における動力の伝達経路を示す図である。

【図 9】第 3 の実施の形態の構成を示す図である。

【図 10】第 3 の実施の形態の変形例の構成を示す図である。

【図 11】第 3 の実施の形態における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 12】第 3 の実施の形態の変形例における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 13】第 3 の実施の形態、およびその変形例における各速度段を得るための各クラッチと各スリーブの係合の組合せと、各速度段における動力の伝達経路を示す図である。

【図 14】第 4 の実施の形態の構成を示す図である。

【図 15】第 4 の実施の形態の変形例の構成を示す図である。

【図 16】第 5 の実施の形態の構成を示す図である。

【図 17】第 5 の実施の形態の変形例の構成を示す図である。

【図 18】第 5 の実施の形態における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 19】第 5 の実施の形態の変形例における各ギヤの配置を軸方向から見た図である。

【図 20】第 5 の実施の形態、およびその変形例における各速度段を得るための各クラッチと各スリーブの係合の組合せと、各速度段における動力の伝達経路を示す図である。

【図 21】従来技術の構成を示す図である。

【符号の説明】

2…トルクコンバータ

10…入力軸

20…第 1 クラッチ出力軸

30…第 2 クラッチ出力軸

40…副軸

50…第 1 出力軸

60…第 2 出力軸

70…ファイナルギヤ出力軸

C1…第 1 クラッチ

C2…第 2 クラッチ

C1<sub>1</sub>, C2<sub>1</sub>, …第 1, 第 2 クラッチ入力ディスク

C1<sub>2</sub>, C2<sub>2</sub>, …第 1, 第 2 クラッチ出力ディスク

I<sub>1</sub>, I<sub>2</sub>, I<sub>3</sub>, I<sub>4</sub>, I<sub>5</sub>, …第 1, 2, 3, 4 速, 後進ドライブギヤ

O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub>, O<sub>3</sub>, O<sub>4</sub>, O<sub>5</sub>, …第 1, 2, 3, 4 速, 後進ドリブンギヤ

I<sub>13</sub>, …第 1・3 速ドライブギヤ

I<sub>24</sub>, …第 2・4 速ドライブギヤ

I<sub>5</sub>, …副軸ドライブギヤ

O<sub>5</sub>, …副軸ドリブンギヤ

M<sub>5</sub>, …アイドラギヤ

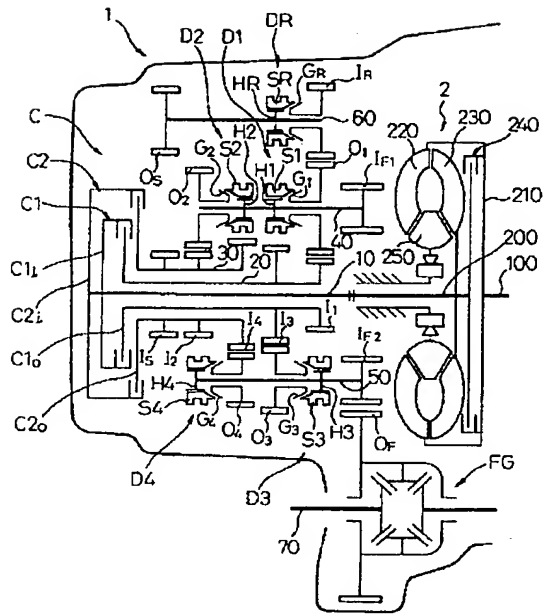
G<sub>1</sub>, G<sub>2</sub>, G<sub>3</sub>, G<sub>4</sub>, G<sub>5</sub>, …第 1, 2, 3, 4 速, 後進クラッチギヤ

H1, H2, H3, H4, H5…第 1, 2, 3, 4, 5 ハブ

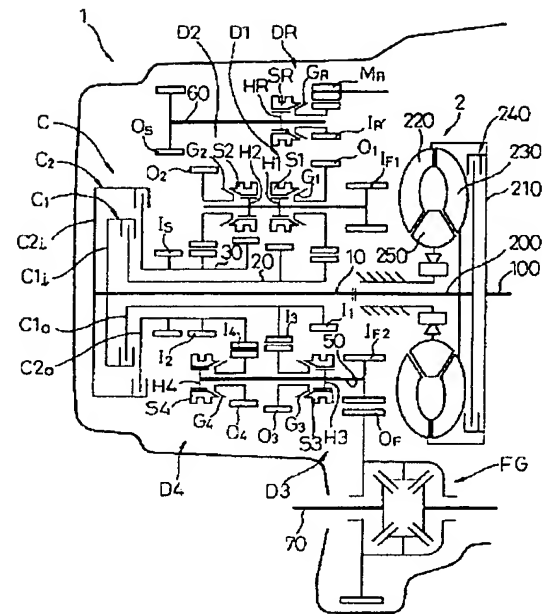
S1, S2, S3, S4, S5…第 1, 2, 3, 4, 5 スリーブ



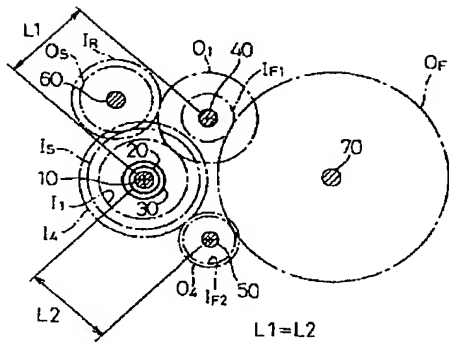
【図 1】



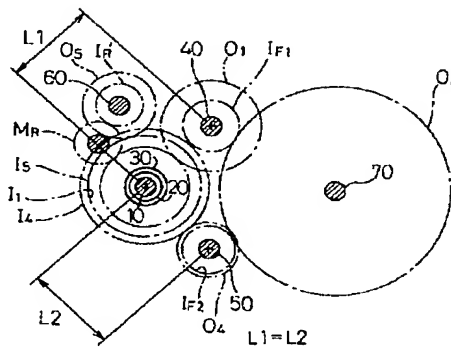
【図 2】



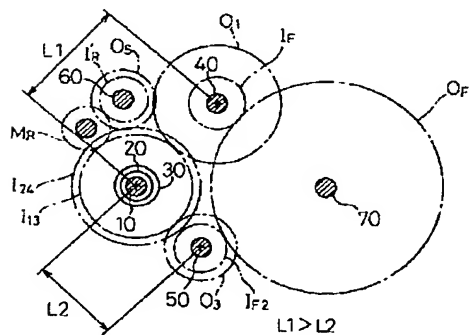
【図 3】



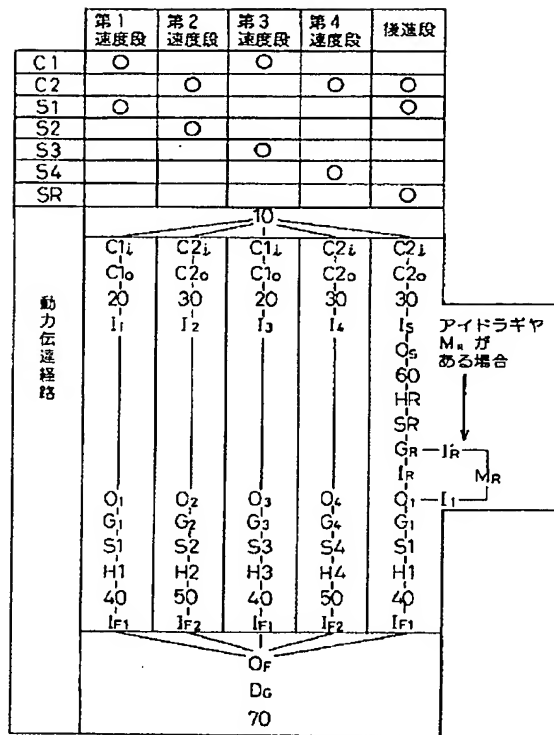
【図 4】



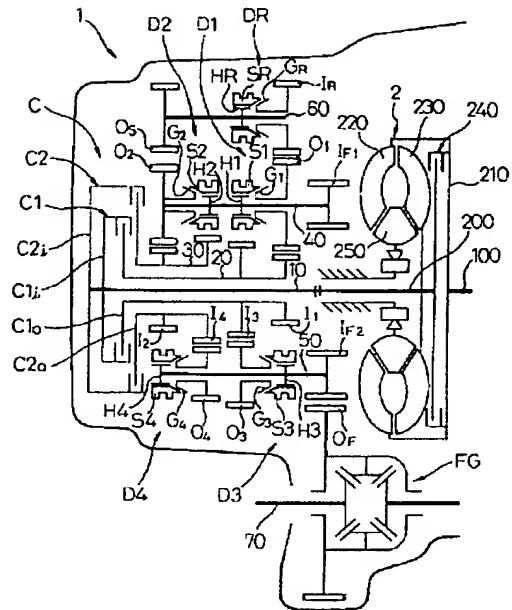
【図 12】



【圖 5】

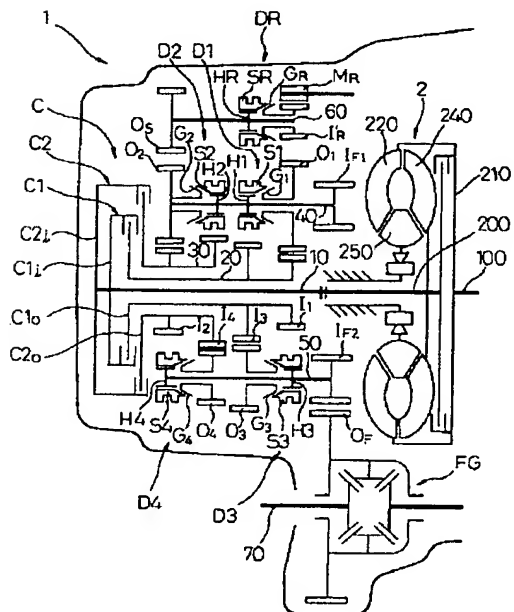


【圖 6】



【圖 8】

【图7】



	第1 速度段	第2 速度段	第3 速度段	第4 速度段	後進段
C1	○		○		
C2		○		○	○
S1	○				○
S2		○			
S3			○		
S4				○	
SR					○

10

動力伝達経路

$C_{1i}$ $C_{1o}$ 20 $I_1$	$C_{2i}$ $C_{2o}$ 30 $I_2$	$C_{3i}$ $C_{3o}$ 20 $I_3$	$C_{4i}$ $C_{4o}$ 30 $I_4$
$O_1$ $G_1$ $S_1$ $H_1$ 40 $I_{F1}$	$O_2$ $G_2$ $S_2$ $H_2$ 50 $I_{F2}$	$O_3$ $G_3$ $S_3$ $H_3$ 40 $I_{F1}$	$O_4$ $G_4$ $S_4$ $H_4$ 50 $I_{F2}$

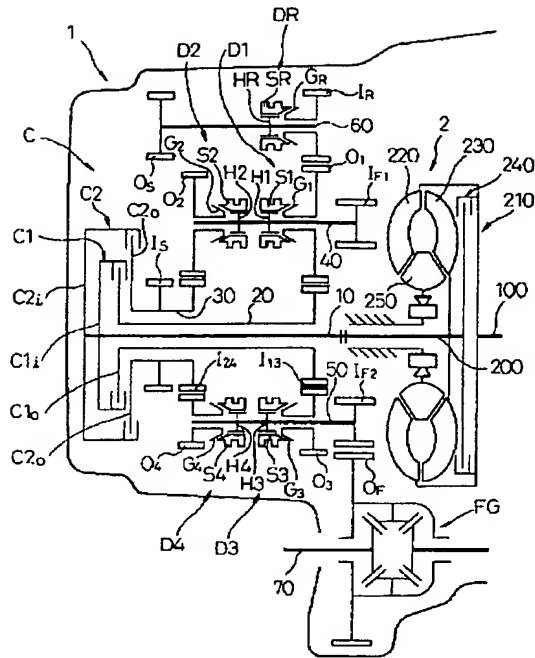
アイドラギヤ  
 $M_A$ がある場合

$G_A - I_R$   
 $I_R$   
 $O_1 - I_1$   
 $G_1$   
 $S_1$   
 $H_1$   
40  
 $I_{F1}$

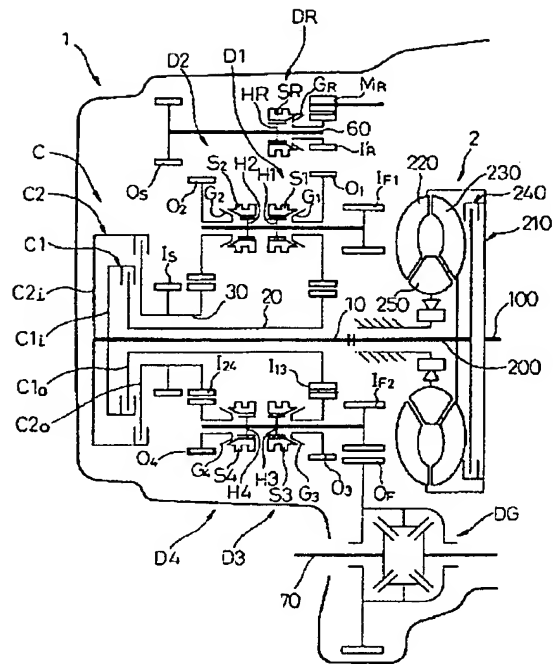
$M_R$

OF  
D<sub>G</sub>  
70

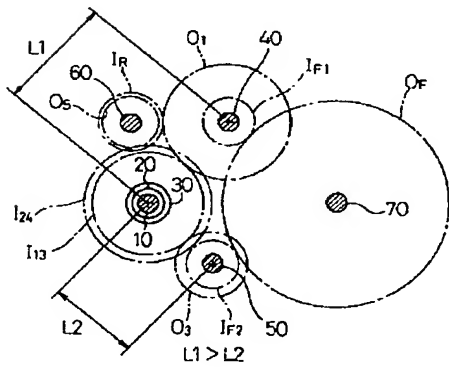
【図 9】



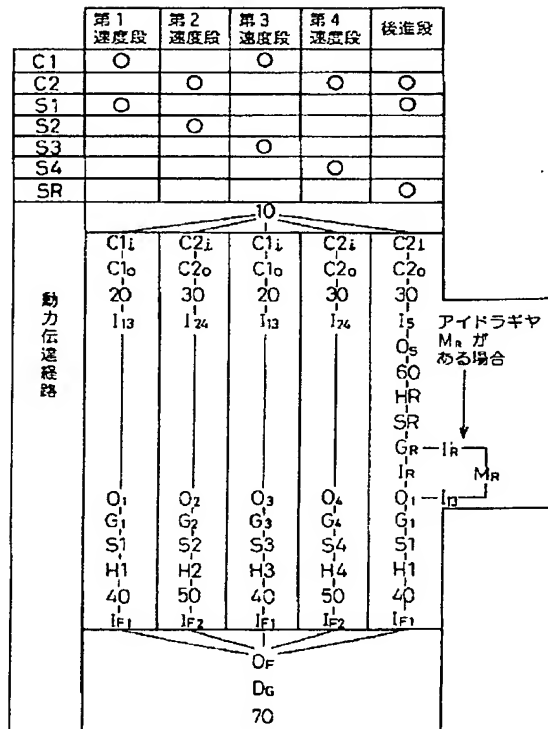
【図 10】



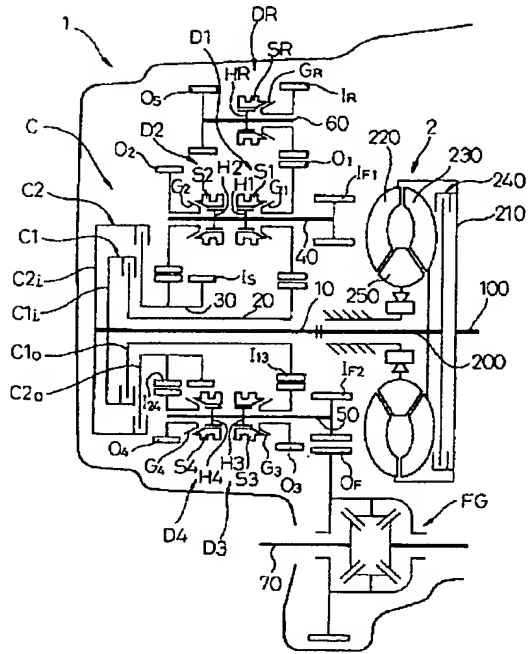
【図 11】



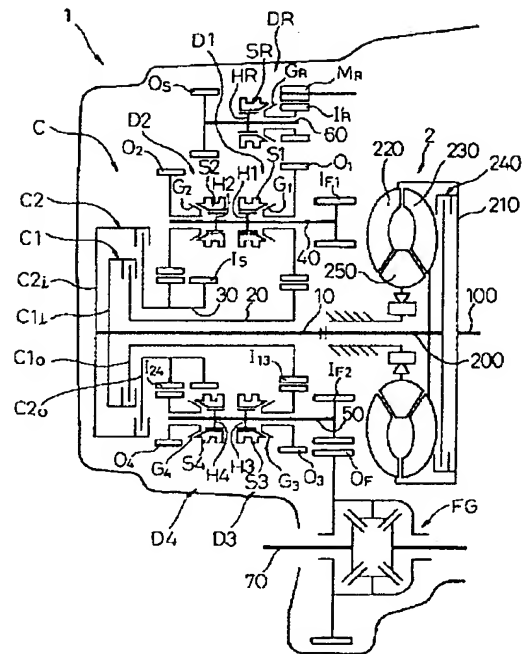
【図 13】



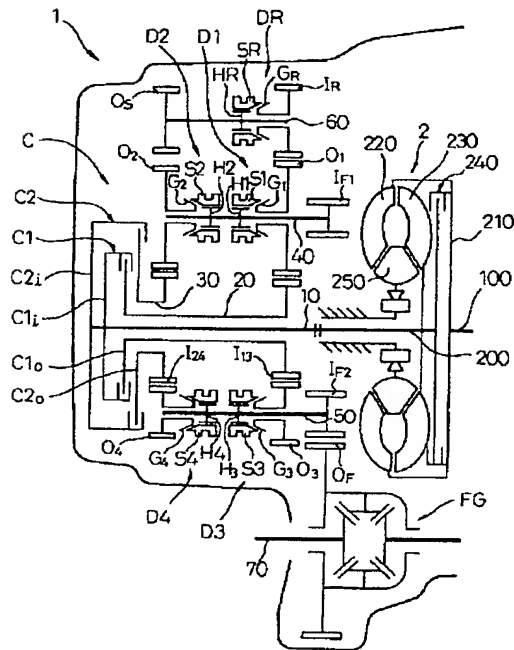
【図14】



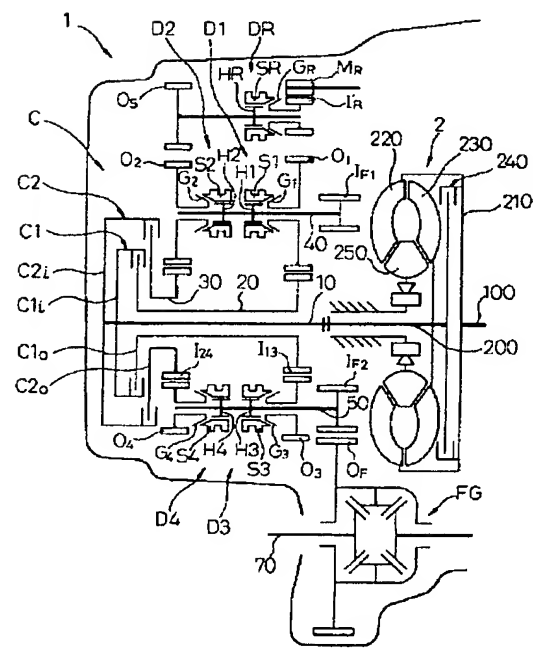
【図15】



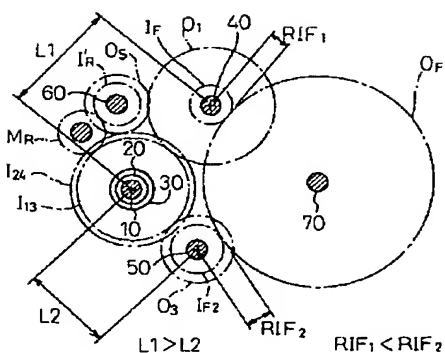
【図16】



【図17】



【圖 19】



【圖 2 1】

	第1 速度段	第2 速度段	第3 速度段	第4 速度段	後進段
C1	○		○		
C2		○		○	○
S1	○				○
S2		○			
S3			○		
S4				○	
SR					○

10

動力伝達経路

$C1_i$   
 $C1_o$   
 20  
 $I_{13}$

$C2_i$   
 $C2_o$   
 30  
 $I_{12}$

$C1_i$   
 $C1_o$   
 20  
 $I_{13}$

$C2_i$   
 $C2_o$   
 30  
 $I_{12}$

$C2_i$   
 $C2_o$   
 30  
 $I_{12}$

$O_1$   
 $G_1$   
 $S_1$   
 $H_1$   
 40  
 $I_{F1}$

$O_2$   
 $G_2$   
 $S_2$   
 $H_2$   
 50  
 $I_{F2}$

$O_3$   
 $G_3$   
 $S_3$   
 $H_3$   
 40  
 $I_{F1}$

$O_4$   
 $G_4$   
 $S_4$   
 $H_4$   
 50  
 $I_{F2}$

$O_5$   
 $G_5$   
 $S_5$   
 $H_5$   
 40  
 $I_{F1}$

$O_F$   
 $D_G$   
 70

アイドラギヤ  
 $M_a$  がある場合

